



УДК 662.76

**ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ  
НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГТУ И ПГУ****INFLUENCE OF PRESSURE RATIO ON GTU AND  
CCP EFFICIENCY**

**Смирнов Алексей Игоревич**, магистрант каф. «Тепловые электрические станции», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: ls280494@yandex.ru, Тел.: +7(903)082-07-04

**Богатова Татьяна Феокистовна**, канд. техн. наук, зав. каф. «Тепловые электрические станции», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: t.f.bogatova@urfu.ru. Тел.: +7(912)243-26-08

**Alexey I. Smirnov**, Master student, Department « Thermal Power Plants », Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: ls280494@yandex.ru. Ph.: +7(903)082-07-04

**Tatyana F. Bogatova**, Doctor Sc., Head of the Department «Thermal Power Plants», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: t.f.bogatova@urfu.ru. Ph.: +7(912)243-26-08

**Аннотация:** В работе проанализированы способы повышения эффективности газотурбинных установок (ГТУ). Помимо коммерчески освоенных высоких начальных температур газов перед газовой турбиной (ГТ) – до 1500-1600°C, рассмотрены и другие факторы, влияющие на эффективность ГТУ, в частности, степень повышения давления. Проведен анализ оптимальных значений степени повышения давления, влияние промежуточного подогрева газов и промежуточного охлаждения воздуха. Приведен опыт разработок ГТ с высокой степенью повышения давления.

**Abstract:** In this work ways of increase in efficiency of gas-turbine units (GTU) are analysed. Besides commercially mastered high reference temperatures of gases in front of the gas turbine (GT) – to 1500-1600 °C, also other factors influencing efficiency of GTU, in particular, pressure ratio are considered. The analysis of optimum values of pressure ratio and the analysis of influence of intermediate gases heating and intermediate air cooling are carried out. The experience of developments of GT with high pressure ratio is given.

**Ключевые слова:** газотурбинная установка; КПД; степень повышения давления; комбинированный цикл.

**Key words:** gas-turbine units; efficiency; pressure ratio; combined cycle.

**ВВЕДЕНИЕ**

Повышение начальной температуры газов перед ГТ является основным направлением повышения КПД ГТУ. В современных ГТУ освоен температурный уровень 1500°C (компании GE, Siemens) и 1600°C (компания МНП). Однако анализ данных по эффективности показывает, что ГТУ простого цикла вплотную приблизились к технически возможному максимуму по экономичности, дальнейшее экстенсивное развитие в этом направлении ограничено труднопреодолимыми материаловедческими проблемами. При дальнейшем повышении температуры сверх уже достигнутого уровня темп прироста КПД ГТУ существенно снижается, технические проблемы реализации проектов существенно возрастают.

Дальнейшее повышение эффективности цикла ГТУ может быть достигнуто за счет резервов, обусловленных карнизацией газотурбинного

цикла. Наиболее эффективным направлением здесь является повышение верхнего уровня давления в цикле Брайтона.

**ОПТИМИЗАЦИЯ ЦИКЛА ГТУ**

Существует оптимум степени повышения давления компрессора, соответствующий максимальной удельной работе для каждой температуры на входе в ГТ. Однако при той же самой температуре на входе в ГТ максимум КПД получен при более высокой степени повышения давления. Тем не менее, компромисс между увеличением КПД и снижением удельной работы может быть найден и промежуточное оптимальное значение степени повышения давления может быть определено для каждой температуры на входе в ГТ ( $t_{вх}^{ГТ}$ ) [1]. На рис. 1 показаны изменения КПД и удельной работы вследствие изменения температуры на входе  $t_{вх}^{ГТ}$  в ГТ и степени повышения давления.

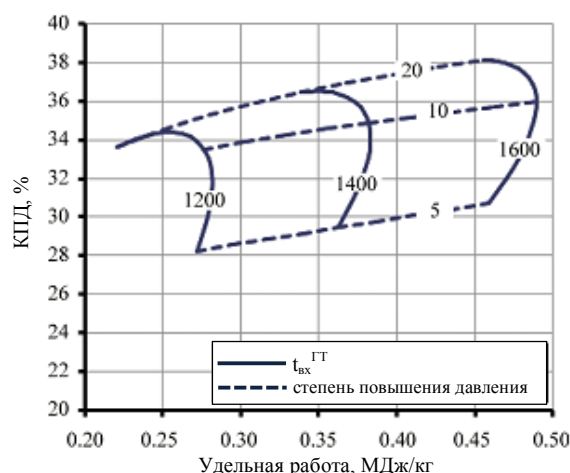


Рис. 1. Характеристики простого цикла ГТ при различных  $t_{ГТ}$  и степени повышения давления

Повышение верхнего давления в газотурбинном цикле за счет повышения давления воздуха в компрессоре (увеличения степени повышения давления  $\pi_k$ ) приводит к увеличению температуры воздуха в конце процесса сжатия и, соответственно, к увеличению затрачиваемой работы на сжатие воздуха. В результате происходит снижение полезной удельной работы ГТУ и при некотором предельном значении  $\pi_k = \sqrt[m]{\tau \cdot \eta_{ГТ} \cdot \eta_k}$  работа станет равной нулю [2].

Отношение развиваемой газовой турбиной мощности к мощности, потребляемой компрессором на сжатие воздуха ( $\beta_N$ ), определяемое по формуле:

$$\beta_N = \frac{\eta_{ГТ} \cdot N_{ГТ}}{\frac{1}{\eta_k} \cdot N_K} = \eta_{ГТ} \cdot \eta_k \cdot \frac{N_{ГТ}}{N_K} \cong \eta_{ГТ} \cdot \eta_k \cdot \frac{\tau}{\pi_k^m}$$

с ростом степени повышения давления воздуха  $\pi_k$  уменьшается, т.е. доля полезной мощности, вырабатываемая ГТУ, снижается, табл. 1. Замедление уменьшения отношения  $\beta_N$  с ростом значения  $\pi_k$  возможно при увеличении начальной температуры газов перед ГТ.

Таблица 1  
Значения отношения мощностей ГТ и компрессора  $\beta_N$  в ГТУ при различных  $\pi_k$  и  $\tau$

$\pi_k$	Отношение мощностей $\beta_N$ при			
	$\tau = 4,07$	$\tau = 4,77$	$\tau = 5,46$	$\tau = 6,16$
5	2,081	2,438	2,791	3,149
10	1,706	2,000	2,289	2,582
15	1,520	1,781	2,039	2,300
20	1,400	1,640	1,878	2,118
25	1,313	1,539	1,761	1,987
30	1,246	1,461	1,672	1,886
40	1,148	1,345	1,540	1,737
50	1,077	1,262	1,445	1,630

Для повышения эффективности цикла Брайтона возможно применение промежуточного охлаждения в компрессоре, перегрева продуктов сгорания в ГТ или их комбинации, а также регенерации теплоты уходящих газов.

Температура уходящих из ГТ газов существенно выше температуры окружающего воздуха, что приводит к существенным потерям с теплотой уходящих газов и в значительной мере определяет КПД простого газотурбинного цикла.

Для утилизации этой теплоты возможны 2 основных направления:

– Регенеративный цикл (рис. 2) – в этой схеме устанавливается дополнительный теплообменник (рекуператор), куда поступают уходящие газы из ГТ, за счет теплоты которых нагревается воздух после компрессора, поступающий в камеру сгорания ГТ. В этом случае уменьшается расход топлива в КС ГТ, что при неизменной полезной мощности приводит к повышению термического КПД цикла с ГТ регенерацией;

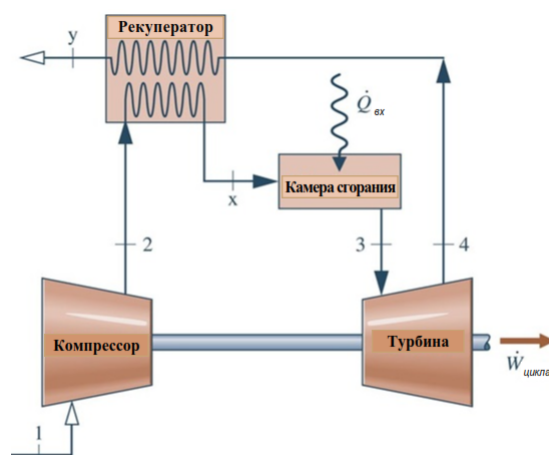


Рис. 2. Схема утилизации теплоты уходящих из ГТ газов с регенерацией теплоты уходящих газов в рекуператоре

– Комбинированный цикл (рис. 3) – в этой схеме уходящие газы из ГТ поступают в нижний паровой цикл – в цикл Ренкина, а именно в котел-утилизатор, где утилизируется сбросная теплота уходящих из ГТ газов, за счет чего вырабатывается пар, поступающий затем в паровую турбину. В результате термический КПД комбинированного цикла с высокой средней температурой подвода теплоты и низкой средней температурой отвода теплоты выше КПД каждого цикла в отдельности.

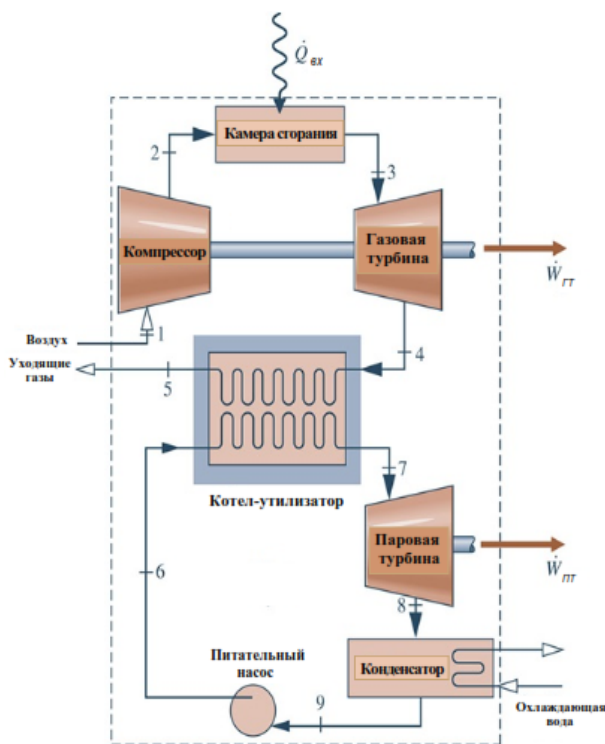


Рис. 3. Схема утилизации теплоты уходящих газов из ГТ с утилизацией теплоты в котле-утилизаторе в цикле Ренкина

Увеличение удельной мощности идеальной ГТУ при применении промежуточного охлаждения воздуха при степени повышения давления  $\pi=15$  составляет 8-14% в зависимости от начальной температуры, причём при увеличении температуры газов перед турбиной относительный прирост мощности снижается. При увеличении степени повышения давления до  $\pi_k=40$  прирост удельной мощности достигает 18-32%. Промежуточный подогрев газов оказывает более сильное влияние на удельную мощность установки. При  $\pi_k=15$  мощность возрастает на 26-32%, а при  $\pi_k=40$  – на 42-57% [3].

При работе ГТУ в составе бинарной парогазовой установки применение промежуточного подогрева газов способствует увеличению КПД ПГУ за счет более высокой температуры газов перед котлом-утилизатором и, соответственно, более высокой мощности и КПД паровой ступени [3]. Промежуточное охлаждение воздуха и подогрев газов позволяют достичь небольшого повышения КПД при высоких степенях повышения давления в компрессоре. Однако основным преимуществом подобных схем является повышение удельной мощности установки. При невысоких степенях повышения давления ( $\pi_k=8$ ) относительное повышение удельной мощности составляет 9% при применении промохлаждения, 21,8% – при применении промподогрева и 31,6% – при одновременном применении этих решений. При росте величины  $\pi_k$  влияние промохлаждения и промподогрева на удельную мощность ГТУ

усиливается, и при  $\pi_k=40$  промохлаждение повышает мощность на 50,9%, промподогрев – на 56,4%.

В [4] проанализировано влияние степени повышения давления на показатели комбинированного цикла NGCC различной конфигурации (с ГТ простого цикла, с ГТ с промежуточным охладителем и с ГТ с регенерацией). При увеличении степени повышения давления (от 3 до 30), температура воздуха на выходе из компрессора повышается, следовательно, требуется меньше топлива (что понижает соотношение воздух/топливо (избыток воздуха) для обеспечения необходимой температуры на входе в ГТ для фиксированного потока газа в ГТ. Необходимая для сжатия воздуха в компрессоре работа и мощность ГТ возрастают с увеличением степени повышения давления, при этом температура газов на выходе из ГТ уменьшается. Снижение температуры газов за ГТ приводит к сокращению генерации пара в КУ и, соответственно, к снижению мощности паровой турбины.

На рис. 2 и 3 показано влияние степени повышения давления на КПД комбинированного цикла для различных конфигураций ГТ. Общий термический КПД цикла в случае ГТ с регенерацией весьма высок при низких степенях повышения давления и достигает 64,6% при степени повышения давления 6,4. Однако при дальнейшем увеличении степени повышения давления общий термический КПД снижается, поскольку происходит снижение температуры газов за ГТ и повышение температуры воздуха на выходе из компрессора, что приводит к снижению регенерации теплоты уходящих газов в регенеративном теплообменнике до нуля.

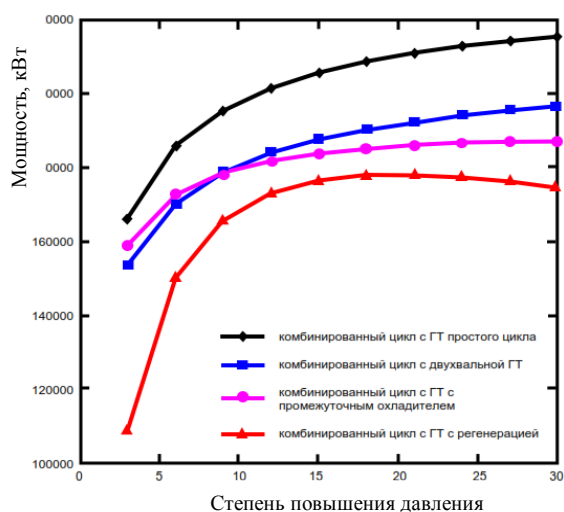


Рис. 2. Влияние степени повышения давления на мощность комбинированного цикла

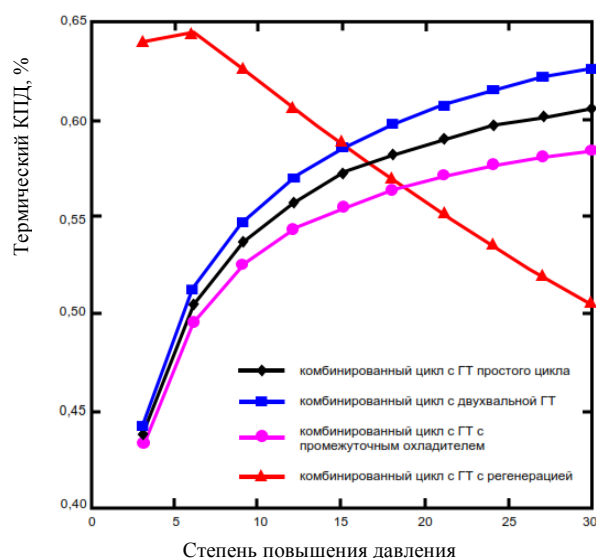


Рис. 3. Влияние степени повышения давления на термический КПД комбинированного цикла

#### ОПЫТ РАЗРАБОТОК ГТУ С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

Фирма General Electric ввела в 2005 г. в промышленную эксплуатацию газовую турбину LMS100 с использованием технологии промежуточного охлаждения воздуха в компрессоре ГТУ. В этой турбине применено сочетание опробованных технологий авиационных газовых турбин с высокой степенью сжатия и промышленной ГТ MS6001FA, что обеспечило мощность порядка 100 МВт и КПД в открытом цикле более 46% и явилось новым этапом эволюции ГТ с практически 10%-ным увеличением эффективности по сравнению с другими ГТ [5].

ГТУ с промежуточным охлаждением и с промпрегревом ГТ-100 была разработана в нашей стране еще в 60-е годы на ЛМЗ и установлена на 5 станциях [6]. В ГТ-100 была применена степень повышения давления воздуха в компрессоре около 30. Даже при относительно низкой температуре газов 750°C применение такой схемы позволило увеличить мощность ГТ-100 почти в 2 раза и повысить КПД на 4% (абсолютных) по сравнению с ГТУ простейшей схемы. В конце 80-х – начале 90-х годов XX в. на основе опыта разработки и эксплуатации ГТ-100 была предложена модернизация с целью создания усовершенствованной ГТУ сложной схемы [7]. Было предложено увеличение начальной температуры газа до 1100°C, с промпрегревом до этой же температуры. Мощность ГТУ после такой модернизации должна была составить 205 МВт,

КПД – около 38%. Достаточно высокая температура выхлопных газов (свыше 550°C) позволила бы использовать их в ПГУ с КПД 52-53%.

Однако высокий КПД газотурбинной установки не гарантирует высокий КПД ПГУ на ее базе. Несмотря на высокие показатели экономичности в простом цикле, ПГУ на базе газовой турбины LMS100 имеет невысокий КПД – 51-52%. Объясняется это низким потенциалом выхлопа ГТУ LMS100, в первую очередь низкой температурой газов на выходе ГТУ – при температуре наружного воздуха 15°C температура газов за ГТУ составляет 415°C. Коэффициент относительной мощности ПГУ, равный отношению мощности ГТУ к мощности блока ПГУ, выше «классического» (0,85 вместо 0,65), т. е. доля мощности, которую мы можем получить на паровой турбине, в общей мощности энергоблока мала.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. T. Nada. Performance characterization of different configurations of gas turbine engines// Propulsion and Power Research. 2014. - №3. – P. 121-132.
2. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов/под ред. С.В. Цанева – М.: Издательство МЭИ, 2002. 584 с.
3. Цанев С.В., Буров В.Д., Пустовалов П.А. К вопросу о карнотизации цикла Брайтона энергетических газотурбинных установок// Энергосбережение и водоподготовка. 2010. - №6(68). – С.2-6.
4. T. K. Ibrahim, M.M. Rahman, A.N Abdalla. Optimum Gas Turbine Configuration for Improving the performance of Combined Cycle Power Plant// Procedia Engineering. 2011. - №15. Pp. 4216 – 4223.
5. M. J. Reale. New High Efficiency Simple Cycle Gas Turbine – GE's LMS100. 2004. URL: [https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en\\_US/documents/technical/ger/ger-4222a-new-high-efficiency-simple-cycle-gas-turbine-lms100.pdf](https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/technical/ger/ger-4222a-new-high-efficiency-simple-cycle-gas-turbine-lms100.pdf) (дата обращения: 25.04.2017г.)
6. Кострова Т.А., Длугосельский В.И., Грибов В.Б. Выбор оптимального режима работы газотурбинных установок типа ГТ-100-740-2 на ГРЭС-3 Мосэнерго// Теплоэнергетика. 1981. - №6. – С.44-47.
7. Стырикович М.А. Повышение эффективности ПГУ на природном газе// Теплоэнергетика. 1994. - №4. – С.73-74.